

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID



TRABAJO FIN DE GRADO

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

CARACTERIZACIÓN ACÚSTICA DE UN
QUEMADOR ESTABILIZADO POR GIRO EN
FLUJO NO REACTIVO

Departamento de ingeniería térmica y de fluidos

TUTOR: MATHIEU LEGRAND

AUTOR: MIGUEL SÁNCHEZ RODRÍGUEZ



RESUMEN

En este proyecto se caracterizará acústicamente un quemador estabilizado por giro en flujo no reactivo mediante el estudio del campo acústico cercano.

Hoy en día, debido a la dura legislación sobre emisión de gases contaminantes es de gran importancia limitar estas emisiones, que en su mayoría son producidas por combustibles fósiles, especialmente de los óxidos de nitrógeno. Para ello se utiliza, con combustibles líquidos, la tecnología Lean Premixed Prevaporized (LPP) que permite bajar la temperatura de la llama y reducir la emisión de NO_x . Aún siendo una tecnología ampliamente usada en la industria, presenta una serie de inestabilidades termo-acústicas. Estudiando el campo acústico cercano se puede predecir en qué condiciones de operación se producirán estas inestabilidades.

Para la caracterización acústica del quemador se han realizado mediciones acústicas de un minuto de duración para un amplio rango de condiciones de operación, número de swirl y Reynolds. Posteriormente se procesan y se obtiene su espectro acústico. En estos espectros se podrán observar una serie de “picos acústicos” que se relacionan directamente con la aparición de inestabilidades en el quemador. Estos picos sugieren la aparición de estructuras coherentes y periódicas, capaces de comprometer la estabilidad de la combustión y la integridad de la cámara de combustión.

Adicionalmente, también se estudia la influencia del grado de confinamiento del flujo que puede ocasionar cambios en el campo fluido y en los espectros acústicos.



ABSTRACT

This project consists in acoustic characterization of a swirl burner studying the nearby acoustic field.

Currently, due to hard legislation about emission of polluting gases, limit this polluting is the most important subject, which are produced mainly by fossil fuels, particularly nitrogen oxygen. To reach that goal Lean Premixed Prevaporized (LPP) technology is used with liquid fuels. This technique reduces flame temperature and cut down emission of NO_x . Despite of being one of the most used techniques in the industry, thermo-acoustic instabilities can occur. Studying the nearby acoustic field it is possible to predict in which operating conditions instabilities will occur.

For the characterization of the burner one minute long recordings were record for a plenty of operating conditions, swirl number and Reynolds. After that, the recordings were processed. The results of that process are the acoustic spectrum. In those spectrums some “acoustic peaks” can be seen, which are related with the instabilities which can occur in the burner. These peaks suggest the existence of coherent and periodic structures, which are able to compromise the combustion stability and the integrity of the combustion chamber.

Besides, it is studied how confinement of the flow may change the field flow and the acoustic spectrums.



Índice de contenidos

| | |
|--|-----------|
| 1. INTRODUCCIÓN | 7 |
| 2. OBJETIVOS Y METODOLOGÍA | 10 |
| 2.1. Objetivos | 11 |
| 2.2. Metodología | 11 |
| 3. QUEMADORES ESTABILIZADOS POR GIRO..... | 12 |
| 3.1 Estabilización de llama | 13 |
| 3.2 Generación del giro | 15 |
| 3.3 Número de swirl | 15 |
| 4. INSTALACIÓN EXPERIMENTAL Y TÉCNICAS DE MEDIDA..... | 19 |
| 4.1 Descripción del quemador | 20 |
| 4.2 Descripción de la instalación | 24 |
| 4.3 Técnicas de medida | 27 |
| 5. RESULTADOS EXPERIMENTALES..... | 32 |
| 5.1 Cálculo de los espectros acústicos..... | 33 |
| 5.2 Núcleo de vórtice de precesión (PVC, | 41 |
| 6. CONCLUSIONES..... | 46 |
| 7. BIBLIOGRAFÍA..... | 48 |



Índice de figuras

| | |
|--|-----|
| Figura 1.1 Repartición de la demanda eléctrica peninsular del año 2012 | 9 |
| Figura 1.2 Relación entre dosado y generación de contaminantes | 10 |
| Figura 3.1 Generación de swirl mediante álabes guía..... | 176 |
| Figura 3.2 Detalle buje | 17 |
| Figura 3.3 Burbuja de recirculación | 178 |
| Figura 3.4 Representación del flujo para $S > 0.6$ | 179 |
| Figura 3.5 Representación del flujo para $S < 0.4$ | 179 |
| Figura 4.1 (a) Vista general del quemador, (b) Entrada primaria, (c) Conjunto de álabes y tobera de salida. | 21 |
| Figura 4.2 Detalle corona de álabes | 22 |
| Figura 4.3 Imagen del quemador | 24 |
| Figura 4.4 Válvulas de regulación de presión junto a sus manómetros | 25 |
| Figura 4.5 Representación de un caudalímetro placa orificio | 26 |
| Figura 4.6 Caudalímetros de la instalación | 27 |
| Figura 4.7 Ejemplo de espectro acústico | 29 |
| Figura 4.8 Representación esquemática aliasing | 30 |
| Figura 4.9 Funciones de apodización | 30 |
| Figura 4.10 Espectro acústico..... | 31 |
| Figura 4.11 Espectro acústico con función Hamming..... | 31 |
| Figura 4.12 Espectro acústico con función Hanning..... | 32 |
| Figura 5.1 Espectro para $Rep=0$ y $Res=1.20E+4$ (Flujo sin confinar) | 34 |
| Figura 5.2 Espectro para $Rep=1.08E+4$ y $Res=1.5E+4$ (Flujo sin confinar) | 35 |
| Figura 5.3 Evolución de la frecuencia frente al nº de swirl ($Rep=0$, $Res=1.5E+4$, flujo sin confinar) | 36 |
| Figura 5.4 Evolución de la frecuencia frente al nº de swirl ($Rep=5.38E+3$, $Res=1.81E+4$, flujo sin confinar)..... | 36 |
| Figura 5.5 Evolución de la frecuencia frente al Res ($Rep=1.08E+4$, $S=0$, flujo sin confinar) | 37 |



| | |
|---|----|
| Figura 5.6 Evolución de la frecuencia frente al Res ($Re_p=1.08E+4$, $S=0.179$, flujo sin confinar) | 38 |
| Figura 5.7 Evolución de la frecuencia frente al Res ($Re_p=1.61E+4$, $S=0.179$, flujo sin confinar) | 39 |
| Figura 5.8 Evolución de la frecuencia frente al Res ($Re_p=2.15E+4$, $S=0.179$, flujo sin confinar) | 39 |
| Figura 5.9 Espectro acústico para $Re_p=0$ $Re_s=1.20E+4$ (flujo confinado)..... | 40 |
| Figura 5.10 Espectro acústico para $Re_p=1.08E+4$ $Re_s=1.50E+4$ (flujo confinado) | 40 |
| Figura 5.11 Comparación entre flujo confinado y sin confinar para $Re_p=0$ $Re_s=1.20E+4$ | 41 |
| Figura 5.12 Comparación entre flujo confinado y sin confinar para $Re_p=1.08$ $Re_s=1.5E+4$ | 41 |
| Figura 5.13 Mapa de velocidad para un quemador estabilizado por giro en el que se observa la presencia del PVC..... | 42 |
| Figura 5.14 Representación de la frecuencia teórica frente a la frecuencia medida..... | 45 |
| Figura 5.15 Representación de la frecuencia teórica media frente a la frecuencia medida para $Q_p=0$ | 46 |



Índice de tablas

| | |
|--|----|
| Tabla 4.1 Números de swirl correspondientes al grado de los álabes | 23 |
| Tabla 4.2 Número de Reynolds para los caudales primario y secundario | 24 |
| Tabla 5.1 Frecuencias teóricas para Q_s | 43 |
| Tabla 5.2 Frecuncias teóricas para Q_p | 44 |



CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

La combustión, a pesar del auge de las energías renovables en Occidente, sigue siendo un proceso fundamental para la obtención de energía eléctrica y mecánica. En España, durante el pasado año 2012, la generación de electricidad mediante la quema de combustibles fósiles representó un 34% (ciclo combinado y carbón) de la demanda energética peninsular, como se puede observar en la siguiente figura:

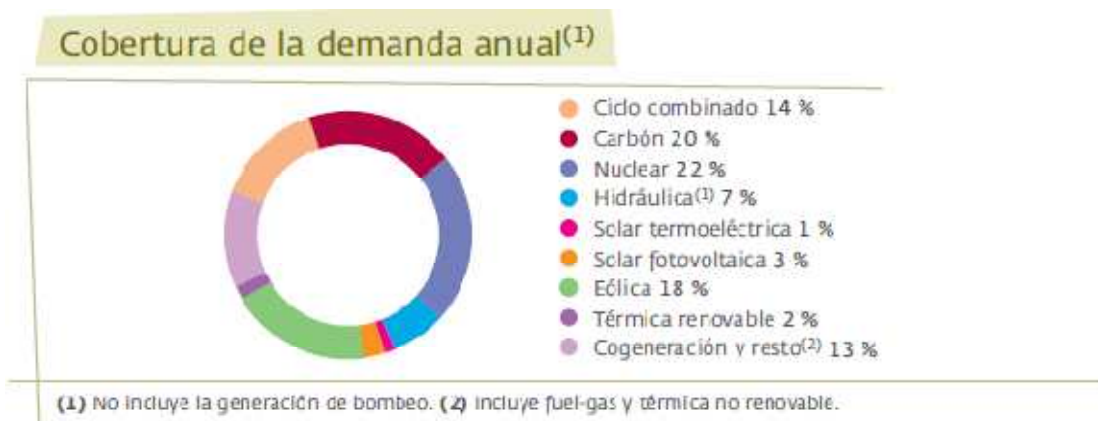


Figura 1.1 Repartición de la demanda eléctrica peninsular del año 2012 [1]

Debido a la creciente responsabilidad social sobre el medio ambiente y las medidas impuestas por los gobiernos sobre las emisiones de gases a la atmósfera, como el dióxido de carbono CO_2 y los óxidos de azufre y nitrógeno (SO_x , NO_x) hace que los esfuerzos para reducir estos contaminantes hayan aumentado en los últimos años.

Especialmente preocupa la emisión de los óxidos de nitrógeno y así lo demuestran las estrictas directivas sobre emisiones de NO_x . Durante los últimos 15 años la reducción de estos gases esta siendo un gran reto para la ingeniería. En estos años se han generado una serie de tecnologías que permiten reducir la emisión de óxidos de nitrógeno, como pueden ser: la inyección de agua en la llama, reducir la temperatura de la llama quemando el combustible con un dosado pobre o el tratamiento de los gases de escape (Reducción Catalítica Selectiva).

Como ya se ha demostrado a mediados del siglo XX en estudios anteriores la producción de NO_x está fuertemente relacionada con la temperatura de la llama, cuanto más alta sea esa temperatura más NO_x se generan en la combustión. Existen otras fuentes de NO_x de origen no térmico (e.g. “prompt NO_x ” o NO_x súbito, así como



el que se origina por el contenido del combustible en nitrógeno), pero en aplicaciones industriales o en producción de potencia a gran escala, suelen ser fuentes despreciables comparadas con los NO_x térmicos.

La temperatura adiabática de llama está relacionada directamente con el dosado. En la figura 1.2 se puede observar la relación del dosado (relación entre combustible y aire) con la generación de contaminantes en un motor alternativo, aunque las tendencias son parecidas para un motor de combustión continua, la generación de hidrocarburos inquemados varía. Además, se puede observar que la emisión máxima de NO se sitúa en un dosado, aproximado, de 0.95.

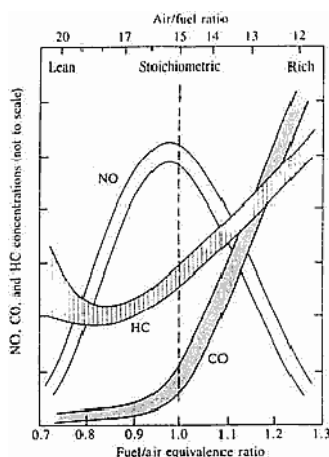


Figura 1.2 Relación entre dosado y generación de contaminantes [2]

Unos de los métodos más efectivos para conseguir reducir la temperatura de la llama es el llamado LPP, del inglés “Lean Premixed Prevaporized”, donde la llama de premezcla pobre es estabilizada mediante giro (swirl). Este proceso, al actuar cerca del límite de inflamabilidad, es susceptible de que en las cámaras de combustión se produzcan inestabilidades, debidas al posible acople entre la liberación de calor por aporte de combustible y de las oscilaciones de presión. Dichas inestabilidades pueden causar la extinción de la llama, o el retroceso de la misma, pudiendo llegar a un deterioro severo de la cámara de combustión e incluso producir su fallo catastrófico.

Por estas razones es necesario realizar estudios acústicos en las condiciones de operación de estos quemadores, de forma que pueda llevarse a cabo una combustión estable y con una temperatura de llama relativamente baja que permita reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno.



CAPÍTULO 2

OBJETIVOS Y METODOLOGÍA



2.1 Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es el estudio y caracterización acústica de un quemador de carbón sin combustión para varias condiciones de operación. Estas condiciones varían dependiendo de los caudales que se fijan en las entradas del quemador. Aparte de esas variaciones se regulará el grado de giro impuesto a la corriente.

Otro objetivo de este proyecto es la comprobación del efecto que tiene el confinamiento del flujo. Para ello, se realiza una comparación entre el flujo descargando directamente a la atmósfera y con la colocación del cuerpo del quemador, donde se encontraría el intercambiador de calor. Los posibles cambios en los respectivos espectros acústicos se podrán, eventualmente, inferir al cambio de configuración y a un posible cambio de la topología general del flujo.

Como objetivo secundario, es necesario extraer las frecuencias características de las medidas acústicas para obtener alguna información de utilidad. Para ello se ha de familiarizar con unos métodos de análisis espectral.

2.2 Metodología

La consecución de estos objetivos fue llevada a cabo mediante una metodología que se describe a continuación.

En primer lugar, se ha familiarizado con el concepto de chorros con giro y con la problemática de la combustión estabilizada mediante giro. Con estos conocimientos, se han elegido unos puntos de medidas, variando el grado de giro y los gastos de aire del modelo de quemador. Igualmente, se ha llevado a cabo la preparación de la plataforma experimental: reguladores de presión y caudal.

Finalmente, se han llevado a cabo las medidas acústicas mediante un micrófono situado en el campo cercano del flujo emergente de la tobera del quemador. Con el fin de caracterizar dichas medidas, se ha procedido al análisis espectral de medidas de presión registradas por el micrófono. Todo ello sirve para determinar la presencia de “picos acústicos” reveladores de alguna inestabilidad en el flujo medido.

Por último, y gracias al estudio previo de los chorros con giro, se presentan los resultados obtenidos de forma adimensional, revelando los parámetros relevantes.



CAPÍTULO 3

QUEMADORES ESTABILIZADOS POR GIRO



Este proyecto se centra en la caracterización de un modelo a escala de un quemador de carbón estabilizado por giro, por lo que en este capítulo se hablará de las distintas formas para estabilizar la llama en las cámaras de combustión, y en particular, sobre la estabilización por giro, la generación del mismo y del número de swirl, caracterizando el grado o intensidad de giro que presenta el flujo.

Antes de continuar es necesario definir el concepto de dosado. El dosado es la relación que existe entre el combustible y el aire en la mezcla que se produce en una combustión. Normalmente, se emplea el llamado dosado relativo que es la relación entre el dosado real y el estequiométrico.

$$\phi_{relativo} = \frac{\left(\dot{m}_{combustible} / \dot{m}_{aire}\right)_{real}}{\left(\dot{m}_{combustible} / \dot{m}_{aire}\right)_{estequiométrico}}$$

Si el $\phi_{relativo} > 1$ se dice que la mezcla es rica en combustible, si es $\phi_{relativo} < 1$ es una mezcla pobre y si $\phi_{relativo} = 1$ se dice que es una mezcla estequiométrica.

3.1 Estabilización de llama

Una vez iniciado el proceso de combustión, la llama siempre busca una zona con gases frescos. Por este motivo la llama tiende a moverse en dirección contraria por donde se evacuan los gases de escape, esto quiere decir, que la llama se tiende a mover o desplazar hacia los gases frescos, consumiéndolos en la combustión.

Para lograr estabilizar una llama es necesario que la velocidad de propagación de ésta sea igual y contraria a la velocidad de los reactantes. Con este concepto básico, existen diversas formas de estabilizar una llama, logrando así la condición antes descrita.

- Flujo cruzado: la velocidad de inyección del combustible es perpendicular al flujo de aire, consiguiendo así una adecuada distribución de dosados.
- Contracorriente: la inyección se realiza en sentido contrario al flujo de aire primario. Esto permite un buen mezclado y crea una zona de baja velocidad en la cual se estabilizará la llama. Existe la desventaja del



sobrecalentamiento del inyector, por lo que se hace necesario un sistema de refrigeración. Además, el uso de este método crea una gran cantidad de carbonilla lo que afecta a la aerodinámica del inyector, creando así una gran pérdida de carga.

- Cuerpos estabilizadores: se puede estabilizar la llama situando un cuerpo en la corriente, lo que crea un punto de remanso o de baja velocidad donde se estabilizará la llama. Superada una cierta velocidad el flujo se desprende del estabilizador, con lo cual, el rango de utilización de este método es bastante limitado.

Otros métodos de estabilización de llama pueden ser: el “Backward Facing Step”, que se aprovecha de la recirculación que se crea en la expansión brusca de un canal para estabilizar la llama o el método de las llamas impactantes, donde la llama impacta sobre una superficie cerámica caliente y que se aprovecha de las zonas de baja velocidad de la capa límite o de las recirculaciones que existen cerca del cuerpo sólido para estabilizar la llama.

Todos estos métodos mencionados tienen en común una serie de desventajas: una caída de presión elevada, recalentamiento de las superficies estabilizadoras y la formación de carbonilla.

Estos inconvenientes hacen que hoy en día uno de los métodos más usados para la estabilización de la llama sea mediante giro (swirl). Además de esto, el giro o swirl permite, debido a su buena estabilidad, quemar con dosados pobres y cerca del límite de inflamabilidad, lo que produce la reducción de la temperatura de la llama y por lo tanto, la generación de óxidos de nitrógeno.

A pesar de ser una técnica muy usada en la industria, la estabilización mediante giro sigue siendo una tecnología relativamente nueva. La existencia de un flujo tridimensional en la cámara de combustión junto con el fenómeno de rotura de vórtice hace que la estabilidad de la llama se vea comprometida, pudiendo llegar a la extinción de ésta o la destrucción de la cámara de combustión. Es por esto que este método sigue siendo estudiado en la actualidad.

3.2 Generación del giro

Los flujos estabilizados por giro resultan de la aplicación de una velocidad con una componente tangencial al caudal axial de aire. Esta componente tangencial puede ser imprimida al flujo mediante: el uso de álabes guía, una entrada de un fluido adicional con una componente tangencial al flujo axial o mediante rotación directa, conseguida con un conducto rotatorio.

El uso de álabes es el más extendido debido a que los requerimientos de presión en estos sistemas son bastante elevados y en los métodos anteriormente mostrados, las pérdidas de carga son bastante importantes. Este método consiste en la colocación de una serie de álabes que deflecan el flujo en función de la posición en la que se encuentren. Esta técnica es bastante común en hornos industriales y en turbinas de gas. Este mismo método fue usado para la generación de giro en el presente proyecto.

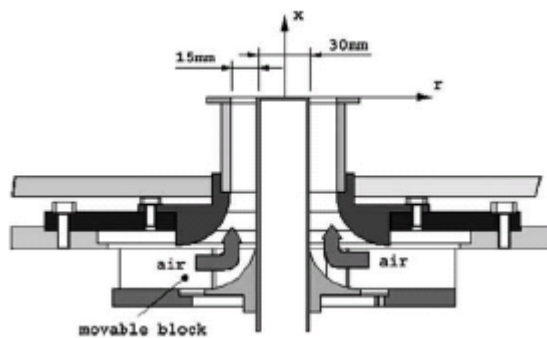


Figura 3.1 Generación de swirl mediante álabes guía [3]

3.3 Número de swirl

Estudios experimentales han demostrado que el giro, o swirl en inglés, tiene un gran efecto en el campo fluido. El tamaño de la llama, su forma o su estabilidad se ven afectados por el grado de giro que se imprime al flujo. Este grado de giro es caracterizado por un número adimensional, llamado número de swirl S , que representa el flujo axial de momento angular dividido por el flujo axial de momento lineal y por el radio de salida.

$$S = \frac{G_{\theta}}{G_x R}$$



Donde:

$$G_{\theta} = \int_0^{\infty} (\rho u w + \rho \overline{u' w'}) r^2 dr$$

Es el flujo axial de momento angular

$$G_x = \int_0^{\infty} (\rho u^2 + \rho \overline{u'^2} + (p - p_{\infty})) r dr$$

Es el flujo axial de momento lineal

R es el radio de salida

u, v, w son las componentes de la velocidad (x, r, θ) en coordenadas cilíndricas

Otra alternativa para definir el número de swirl, es definirlo en función del ángulo de los álabes y de la geometría de la tobera. Esto resulta especialmente eficaz cuando el giro es producido por álabes, ya que relaciona directamente la inclinación de éstos con el número de swirl producido. En este caso el número de swirl [5] resultante de la integración de la expresión anterior aplicada a una corona de álabes es:

$$S = \frac{2}{3} \left[\frac{1 - (d_b/d)^3}{1 - (d_b/d)^2} \right] \tan \alpha$$

Donde:

d_b es el diámetro del buje donde se implantan los álabes (figura 3.2)

d es el diámetro exterior

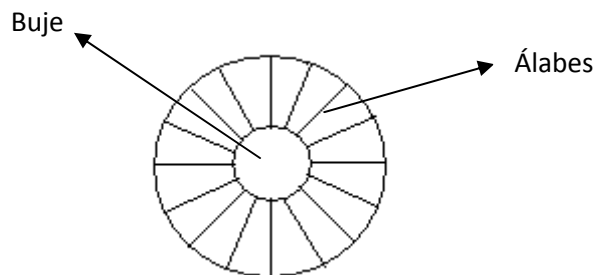


Figura 3.2 Detalle buje



Para quemadores sin buje (nuestro caso) o en los que la relación d_b/d sea muy pequeña, la expresión anterior se simplifica en:

$$S = \frac{2}{3} \tan \alpha$$

Para aplicaciones de combustión, uno de los fenómenos más importantes que se producen en quemadores estabilizados por giro es la formación de una zona de recirculación, este es el llamado fenómeno de rotura de vórtice. Esta burbuja se forma para números de swirl mayores de $S = 0.6$. Dicha burbuja es crucial en la estabilización de la llama, ya que hace recircular al flujo caliente de los productos de la combustión y crea una zona de baja velocidad aguas arriba de un punto de remanso donde se estabiliza la llama.

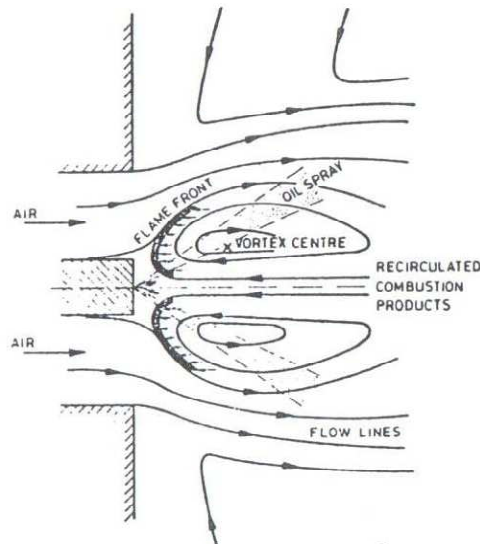


Figura 3.3 Burbuja de recirculación [5]

Los quemadores que trabajan con un número de swirl mayor a $S = 0.6$ son llamados “High swirl burner”. La mayoría de quemadores estabilizados por giro en la industria son de este tipo y actúan con un número de swirl cercano a la unidad.

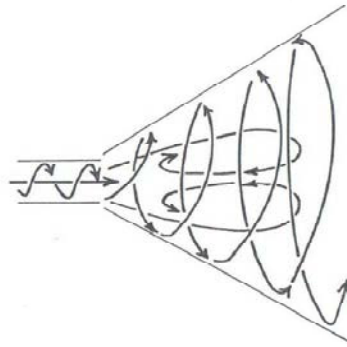


Figura 3.4 Representación del flujo para $S > 0.6$ [5]

En cambio, desde la última mitad de la década de los 90 se ha estado estudiando los quemadores estabilizados por giro con un bajo número de swirl ("Low swirl burner"). Estos quemadores actúan en torno a un número de swirl $S = 0.4$. En este caso la llama se estabiliza debido a una recirculación débil o, simplemente a una disminución suficiente de la velocidad axial en el eje del quemador. Cabe destacar que la emisión de NO_x de estos quemadores es menor respecto a los "High swirl burner", debido a que el tiempo de residencia de los gases a alta temperatura es menor, debido a la menor recirculación de los gases.

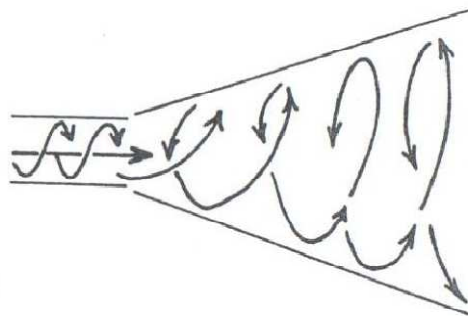


Figura 3.5 Representación del flujo para $S < 0.4$ [5]



CAPÍTULO 4

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL Y TÉCNICAS DE MEDIDA

En este capítulo se describe la instalación situada en el laboratorio y que se usó para llevar a cabo las medidas experimentales. Adicionalmente también se explicarán las técnicas de medida usadas en la realización del experimento.

4.1 Descripción del quemador

El quemador con el que se realizaron las medidas es un modelo a escala $\frac{1}{2}$ de uno real que se encuentra en la Universidad de Zaragoza. El modelo del laboratorio es un prototipo a escala que no permite altas temperaturas, por lo que no existe combustión alguna.

En la siguiente figura se muestra un esquema por detallado de las partes del quemador, situado al revés de cómo se encuentra en el laboratorio:

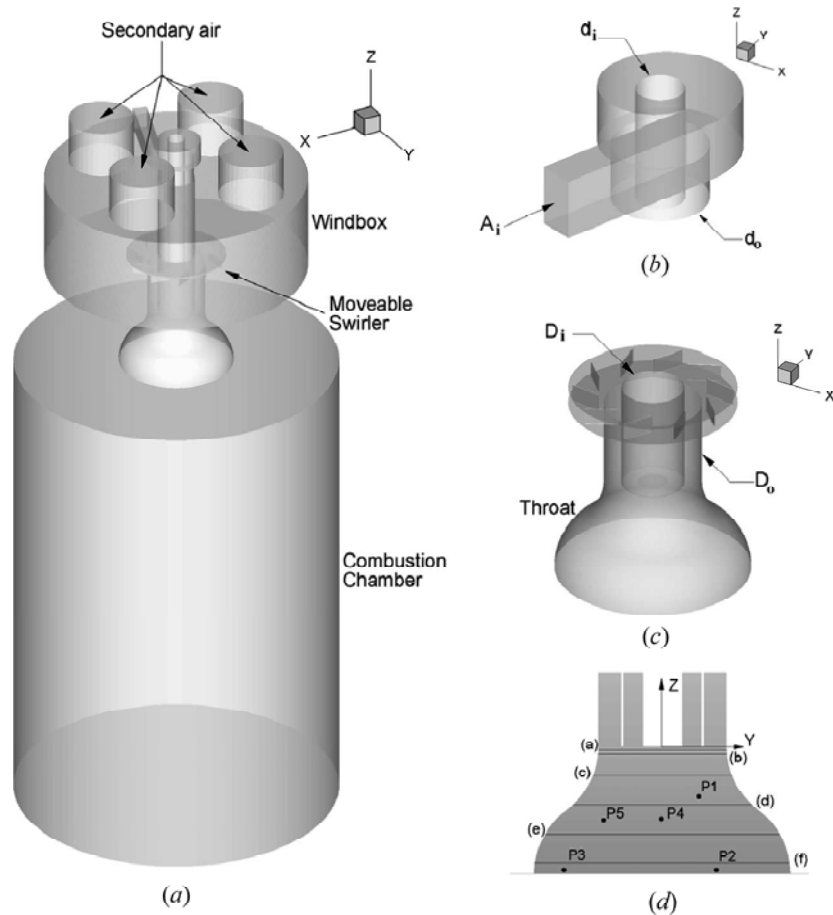


Figura 4.1 (a) Vista general del quemador, (b) Entrada primaria, (c) Conjunto de álabes y tobera de salida. [6]

Al igual que el original, este quemador consta de dos entradas de aire, una primaria y otra secundaria.

El aire en el caudal primario entra en una voluta con un área de entrada de $A_i = 7.375 \cdot 10^{-4} m^2$. Esta geometría determinada imprime un giro constante al flujo primario, o lo que es equivalente, su número de swirl es invariable. Después de esto el aire pasa a través de un conducto anular de diámetros $d_i = 0.027 m$ y $d_o = 0.0535 m$. Al ser un conducto no circular conviene definir su diámetro hidráulico, este diámetro permite realizar cálculos como si se tratase de una tubería de sección circular. En este caso, el conducto es anular por lo que su diámetro hidráulico se define por la resta entre su diámetro exterior y su diámetro interior:

$$D_{h,p} = d_o - d_i = 0.0265 m.$$

El número de swirl primario puede definirse [5] como:

$$S_p = \frac{\pi d_i d_o}{4 A_i}$$

Por lo tanto, al ser todos los valores fijos, el número de swirl primario tiene un valor de: $S_p = 1.54$

En el caudal secundario, el aire llega a través de cuatro orificios y seguidamente pasa por la caja de vientos (Windbox) donde se homogeiniza. Después de esto, el flujo de aire gira debido a la presencia de una serie de 10 álabes movibles repartidos equidistantemente (moveable swirler en la Figura 4.1).

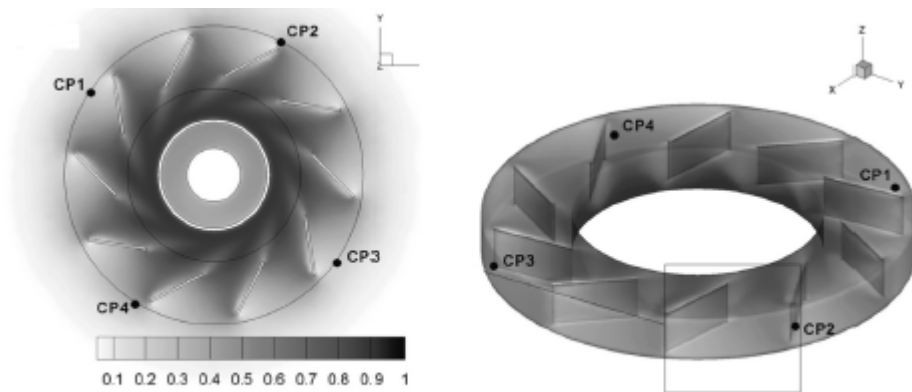


Figura 4.2 Detalle corona de álabes [6]



Éstos imprimen un giro al aire en función del ángulo en el que se encuentren respecto a la coordenada radial, por lo tanto, el número de swirl varía según la posición de los álabes. El ángulo de los álabes se puede seleccionar gracias a un dispositivo que permite girarlos todos a la vez y que muestra el ángulo en el que se encuentran. Los ángulos de los álabes con los que se realizaron las medidas fueron: -15, -30, -45, -60, -75, 0, 15, 30, 45, 60 y 75. Un ángulo de álabes negativo significa que el flujo secundario gira en dirección contraria que el primario.

El número de swirl secundario se define como:

$$S_s = \frac{2}{3} \tan \alpha$$

Siendo α el ángulo en el que se encuentran los álabes respecto de la coordenada radial.

Por lo tanto el número de swirl secundario tomará los siguientes valores:

| $\alpha [^\circ]$ | S_s |
|-------------------|-------|
| 0 | 0 |
| 15 | 0,179 |
| 30 | 0,385 |
| 45 | 0,667 |
| 60 | 1,155 |
| 75 | 2,488 |

Tabla 4.1 Números de swirl correspondientes al grado de los álabes

Un conducto anular de diámetros $D_i = 0.0565 \text{ m}$ y $D_o = 0.0875 \text{ m}$ y de diámetro hidráulico $D_{h,s} = 0.031 \text{ m}$ conecta la salida del conjunto de álabes con la base de la tobera de salida.

Los caudales que se utilizaron para la realización de las medidas fueron para el caudal primario de 0, 20, 40, 60 y 80. Para cada caudal primario se añadió un caudal secundario de: 0, 80, 100, 120 y 140. Estos caudales están expresados en normal-metros cúbicos por hora $[Nm^3/h]$, que es el volumen de aire, en condiciones normales, que pasa por la tubería en una hora.

Usando la siguiente definición del número de Reynolds:



$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu}$$

Donde:

ρ es la densidad del aire en condiciones estándar, 1.18 Kg/m³

V es la velocidad del aire, calculada a partir del caudal

D_h es el diámetro hidráulico, primario o secundario dependiendo del Reynolds a calcular

μ es la viscosidad del aire en condiciones estándar, 1.85·10⁻⁵ Pa·s

Resultan los siguientes números de Reynolds:

| Qp [Nm3/h] | Rep | Qs [Nm3/h] | Res |
|------------|----------|------------|----------|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 20 | 5,38E+03 | 80 | 1,20E+04 |
| 40 | 1,08E+04 | 100 | 1,50E+04 |
| 60 | 1,61E+04 | 120 | 1,81E+04 |
| 80 | 2,15E+04 | 140 | 2,11E+04 |

Tabla 4.2 Número de Reynolds para los caudales primario y secundario

A continuación se puede observar el quemador situado en el laboratorio con el cuerpo colocado.



Figura 4.3 Imagen del quemador



4.2 Descripción de la instalación

La instalación cuenta con un quemador de carbón estabilizado por giro ya descrito en el apartado anterior. Dos reguladores de presión, con sus respectivos manómetros, a la entrada del caudal primario y del secundario. Estas válvulas permiten fijar un caudal en cada una de las dos entradas.

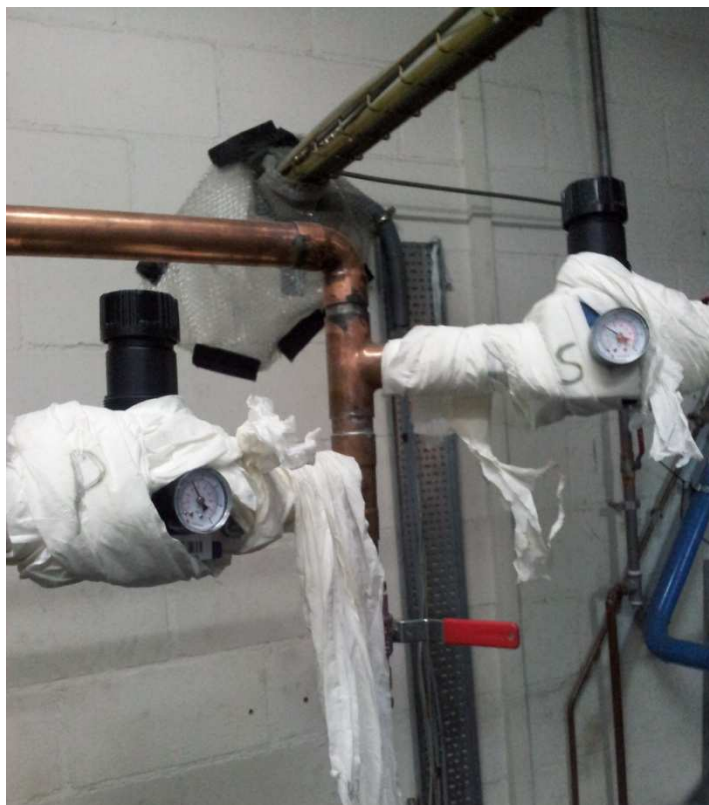


Figura 4.4 Válvulas de regulación de presión junto a sus manómetros

En la figura anterior se puede observar que los reguladores de presión están sellados para evitar los ruidos que pudieran producirse, ya que los caudales en ambas entradas son importantes y podrían contaminar la adquisición de las medidas.

Además, la instalación también cuenta con dos caudalímetros de placa orificio que miden el caudal de aire que llega al quemador por sus dos entradas.

El funcionamiento de estos caudalímetros se basa en la colocación de una placa, con un orificio calibrado en su centro, en la tubería. Debido a la reducción del área de paso del flujo, éste experimenta una aceleración y por lo tanto la presión en ese punto disminuye, esto genera una pérdida de carga aguas abajo del orificio. Esta



disminución de presión, entre la entrada del orificio y aguas debajo de su salida, es registrada mediante un manómetro diferencial y es usada para el cálculo de la velocidad del fluido a la salida del orificio.

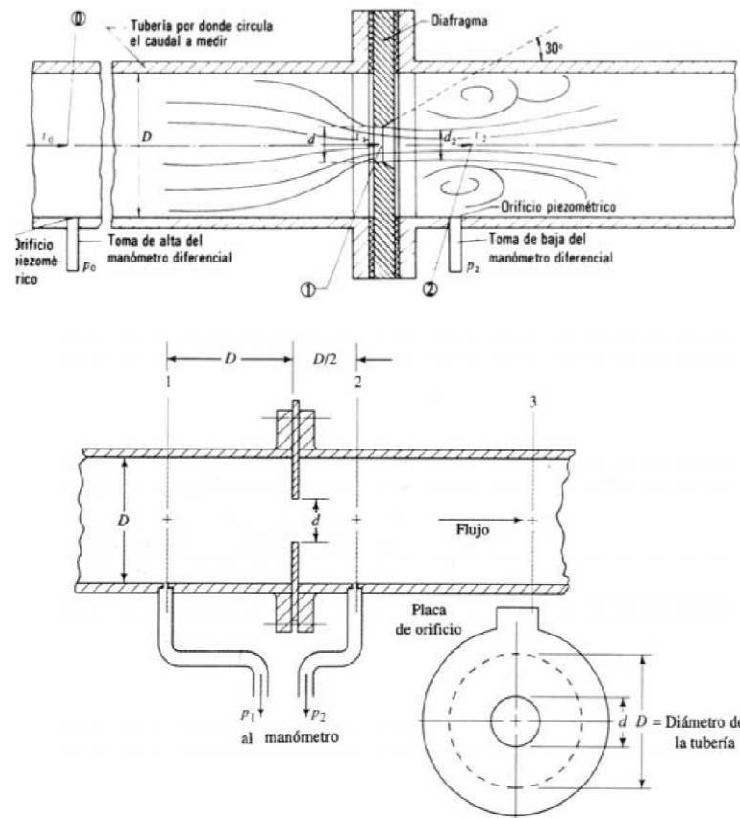


Figura 4.5 Representación de un caudalímetro placa orificio [7]

Una vez calculada la velocidad del fluido y conociendo el área de paso, se puede calcular el caudal sencillamente:

$$Q = VA$$

Donde:

Q es el caudal de fluido que pasa por la tubería

V es la velocidad del fluido que circula por la tubería

A es el área transversal de la tubería



Adicionalmente, aguas arriba se mide la presión absoluta y la temperatura del fluido. Esto permite conocer la densidad del gas que circula por la tubería, siempre y cuando se conozcan las propiedades de éste.

$$\rho = \frac{P}{R_g T}$$

Donde:

P = es la presión absoluta medida aguas arriba de la placa

R_g = es la constante del gas

T = es la temperatura medida aguas arriba de la placa

Lo que permite conocer el gasto másico que circula por la tubería.

$$\dot{m} = Q\rho = VA\rho = V \frac{\pi D^2}{4} \frac{P}{R_g T}$$



Figura 4.6 Caudalímetros de la instalación



4.3 Técnicas de medida

Para la realización de las grabaciones, de un minuto de duración en los distintos puntos de estudio, se usó un equipo que consiste en: un micrófono, un amplificador y un ordenador que contaba con el software necesario para recoger las grabaciones que posteriormente serían procesadas. El micrófono está situado en un conducto en el cual estaría situado el encendedor y por el que entraría el combustible que enciende la llama, en el caso de que fuera un quemador de carbón real. Este conducto se encuentra en el centro del quemador.

El micrófono, de media pulgada y de alta repuesta en frecuencia (>20 kHz), capta las variaciones de presión que se producen en el aire debido al ruido producido por el quemador y las transforma en una señal eléctrica. Esta señal llega a un amplificador en el cual se aumenta su amplitud, si es necesario, según una ganancia regulable que se le aplica a la señal. Tras la amplificación de la señal, ésta llega a una tarjeta de sonido conectada a un ordenador donde se digitalizó en un canal de 16 bits a 44.1 kHz.

Con el objetivo de obtener los espectros se grabó la señal de presión durante un minuto. Después se dividió en 120 segmentos iguales, de 500 ms cada uno. Estos 120 espectros se promediaron para obtener el espectro acústico en función de la frecuencia. Para cada frecuencia, los niveles de presión acústica registrados representan el llamado ruido rosa que es típico de la turbulencia. Por encima de este ruido destacan unos picos. En el siguiente capítulo se hablará sobre su posición, intensidad y sobre qué parámetros dependen.

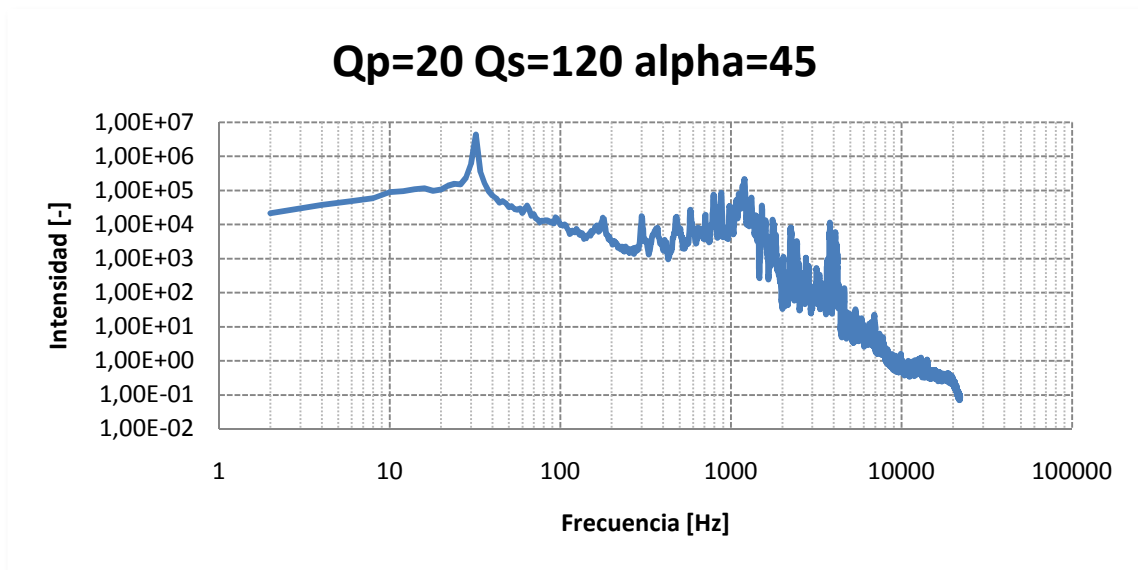


Figura 4.7 Ejemplo de espectro acústico

Para pasar del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia se usó la transformada discreta de Fourier. La transformada discreta de Fourier viene definida como:

$$u(t) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n \cos(2\pi n f_0 t + \varphi_n)$$

Esta función nos permite reconstruir una señal como una suma de términos de ondas sinusoidales. La amplitud a_n a cada frecuencia $n f_0$ se representa en una gráfica, con la de la Figura 4.7.

La transformada de Fourier se aplicó en los 120 segmentos de 500 ms, antes descritos, para poder promediar la señal y reducir el ruido de medida. Esto se realizó mediante el programa informático Matlab, aplicando la transformada rápida de Fourier (FFT, del inglés “Fast Fourier Transform”). Dicho algoritmo permite calcular eficientemente la transformada discreta de Fourier. La FFT asume que la señal es periódica, por lo que en algunos puntos donde las señales no coinciden se crea una frecuencia muy alta que en realidad no existe, este efecto se denomina aliasing.

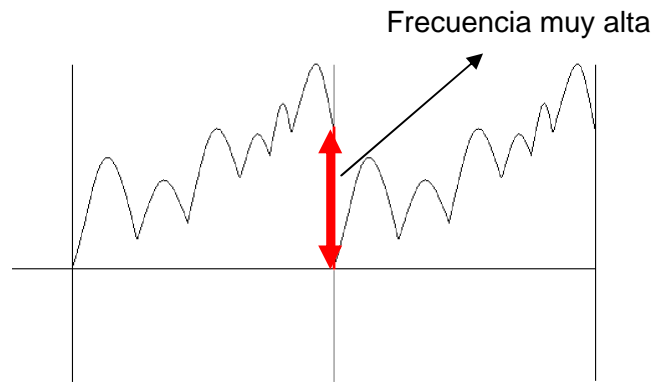


Figura 4.8 Representación esquemática aliasing

Para evitar el aliasing se usan las funciones de apodización. Estas funciones hacen que la señal tome el valor cero en los extremos de la ventana de muestreo. De esta forma se consigue, en cierto modo, que la señal no presente frecuencias altas artificiales correspondiendo a saltos bruscos en la señal temporal. Al disminuir la amplitud de la señal en los extremos de los tramos temporales, tienden a reducir la amplitud de las frecuencias bajas. Algunas de las funciones de apodización más utilizadas son: la función Hamming, Hanning y Welch.

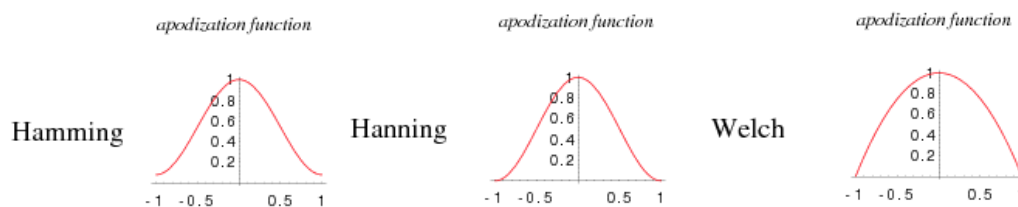


Figura 4.9 Funciones de apodización [8]

A continuación se presenta un mismo espectro acústico al que se le han aplicado las funciones Hamming y Hanning. En las siguientes figuras se puede observar la influencia de la función de apodización a bajas frecuencias.

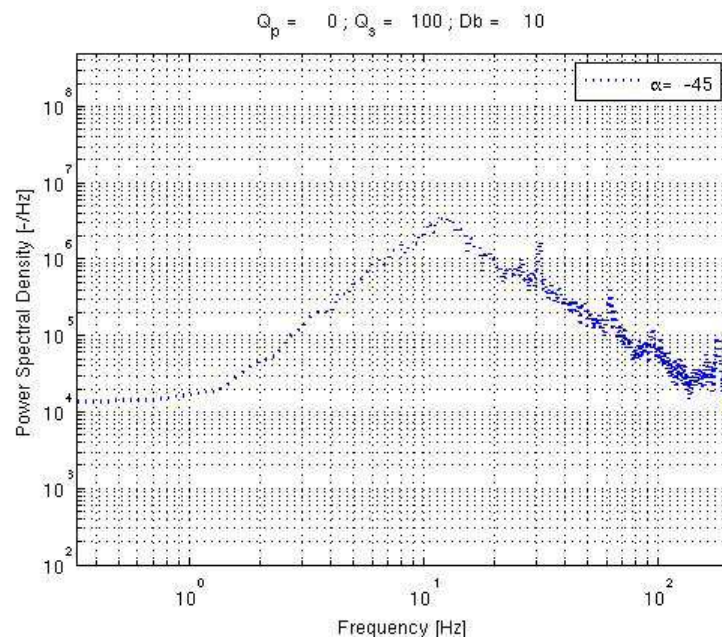


Figura 4.10 Espectro acústico

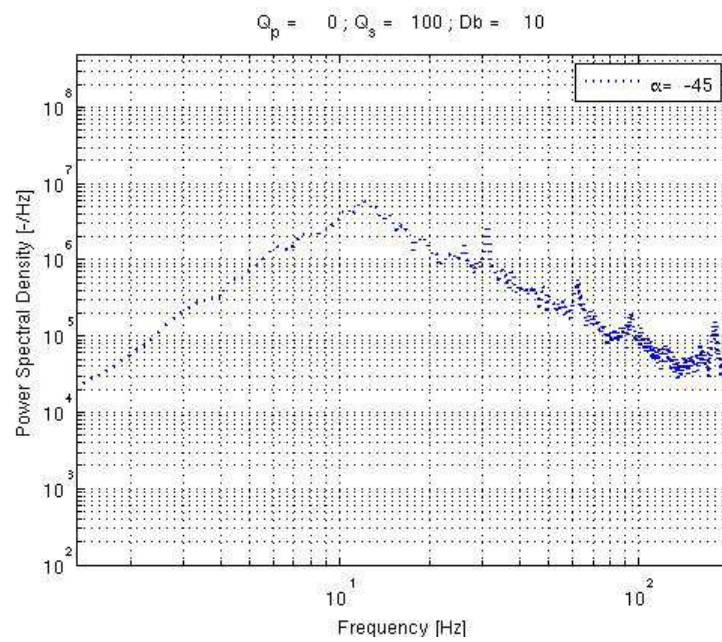


Figura 4.11 Espectro acústico con función Hamming

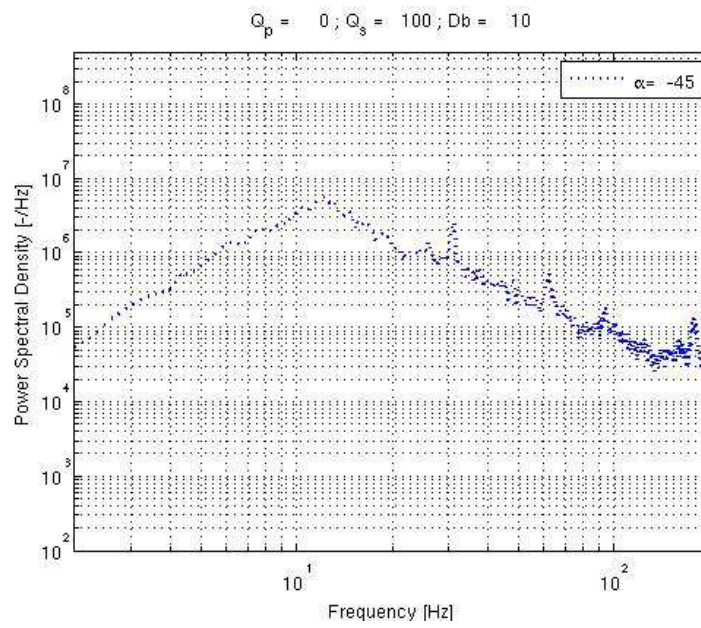


Figura 4.12 Espectro acústico con función Hanning



CAPÍTULO 5

RESULTADOS EXPERIMENTALES



5.1 Cálculo de los espectros acústicos

El estudio de los espectros acústicos permite saber en qué condiciones de operación el flujo de aire comienza a comportarse de manera inestable. Los flujos estabilizados por giro empiezan a ser inestables a partir de un número de swirl crítico ($S = 0.6$). Dichas inestabilidades son producidas, principalmente, por el fenómeno de rotura de vórtice. Debido a este hecho se generan unas importantes fluctuaciones locales de velocidad y presión a unas determinadas frecuencias. Estas frecuencias pueden detectarse en el espectro de presión o velocidad, presentando unos picos que destacan por encima del nivel de la turbulencia.

A continuación se presentan unos ejemplos de los espectros acústicos calculados para el flujo sin confinar. A estos espectros no se les ha aplicado ninguna función de apodización. El título de los gráficos corresponde al caudal primario y caudal secundario, Q_p y Q_s respectivamente, expresados en Nm^3/h . Por otra parte, en la leyenda se puede observar el ángulo en el cual se sitúan los álabes.

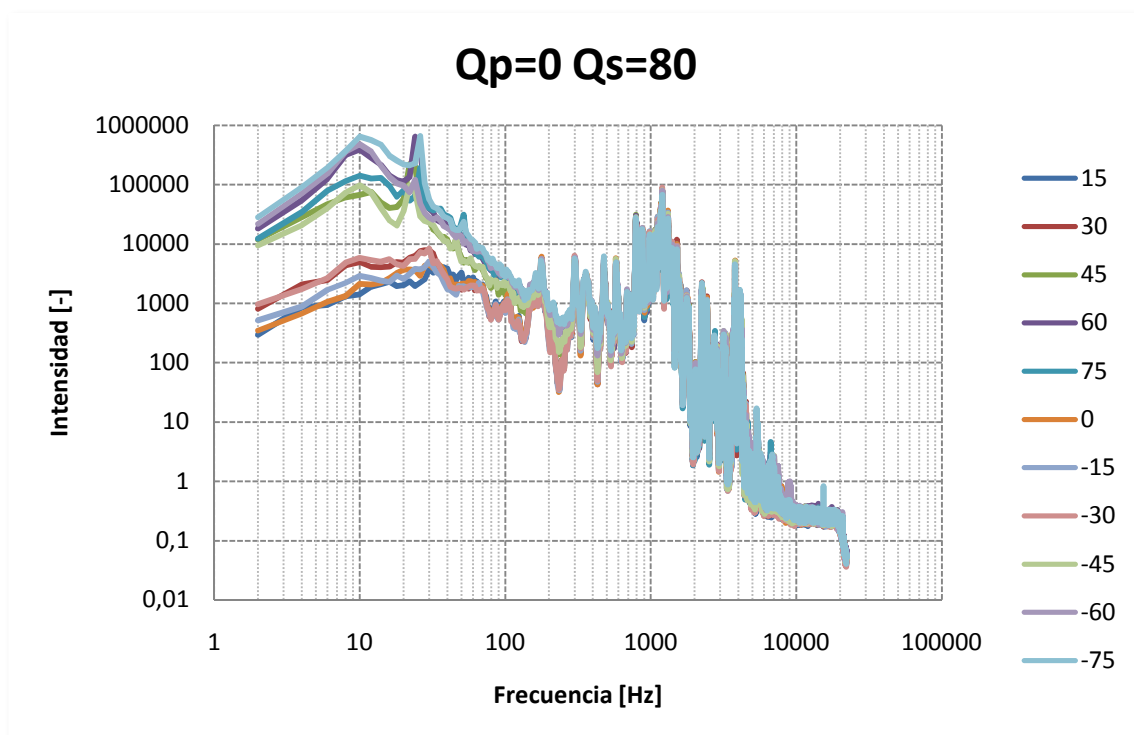


Figura 5.1 Espectro para $Rep=0$ y $Res=1.20E+4$ (Flujo sin confinar)

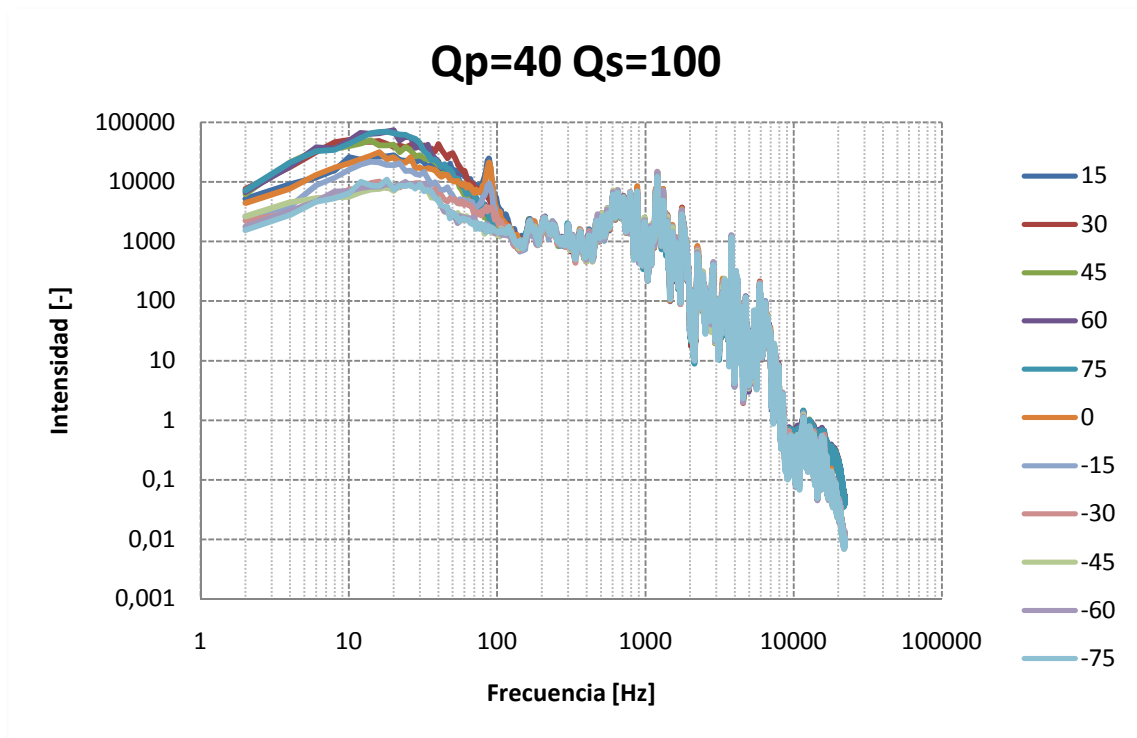


Figura 5.2 Espectro para $Re_p=1.08E+4$ y $Re_s=1.5E+4$ (Flujo sin confinar)

En las anteriores figuras se puede observar una serie de picos que aparecen a partir de una frecuencia superior a 500 Hz y que no dependen ni del caudal ni del número de swirl. Esto hace indicar que esos picos son debidos a la resonancia propia del quemador o de la estructura que lo sujeta.

Por otra parte, se pueden identificar una serie de picos más marcados entre, aproximadamente, una frecuencia de 10 y 200 Hz. La posición de dichos picos depende del número de swirl que existe en el caudal secundario, del Reynolds primario y del Reynolds secundario. La dependencia del número de swirl y del Reynolds secundario solo se produce para los caudales primarios de 0 y 20 ($Re = 0$ y $Re = 5.38 \cdot 10^3$ respectivamente). Para $Re_p = 1.08 \cdot 10^4, 1.61 \cdot 10^4$ y $2.15 \cdot 10^4$ ($Q_p = 40, 60$ y 80) la dependencia del caudal secundario y del ángulo de los álabes parece desaparecer, ya que los picos se encuentran en la misma posición independientemente del Reynolds secundario y del número de swirl. En cambio la dependencia del caudal primario sobre la posición de los picos acústicos se puede observar en todos los espectros, ya que a medida que aumenta el caudal primario la posición de los picos se mueve hacia la derecha (aumentan su frecuencia).



En los siguientes gráficos se muestra la frecuencia medida en el experimento que corresponde a un pico en el espectro acústico. Estos picos fueron obtenidos en un hoja de cálculo donde se exportaron los datos extraídos de las grabaciones realizadas en el laboratorio.

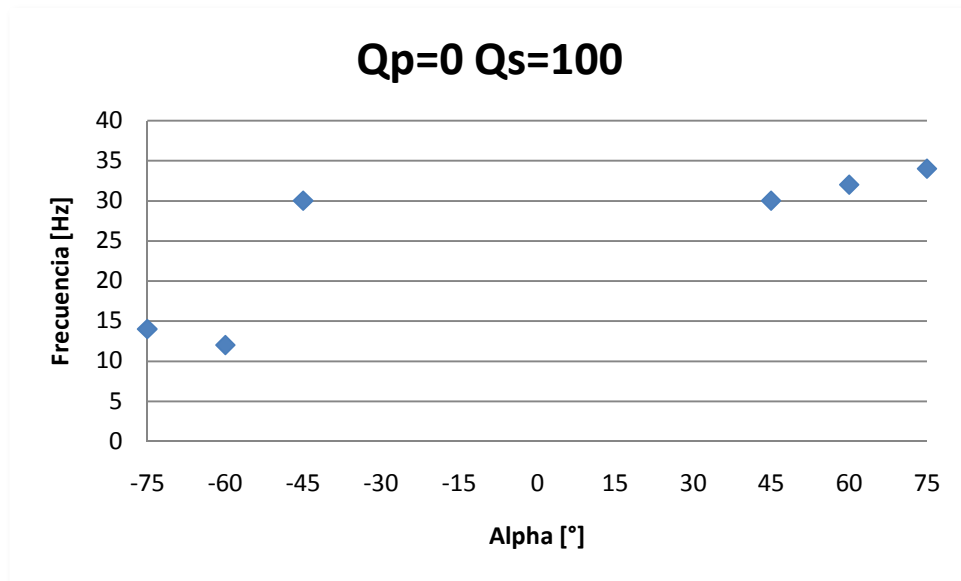


Figura 5.3 Evolución de la frecuencia frente al nº de swirl (Rep=0, Res=1.50E+4, flujo sin confinar)

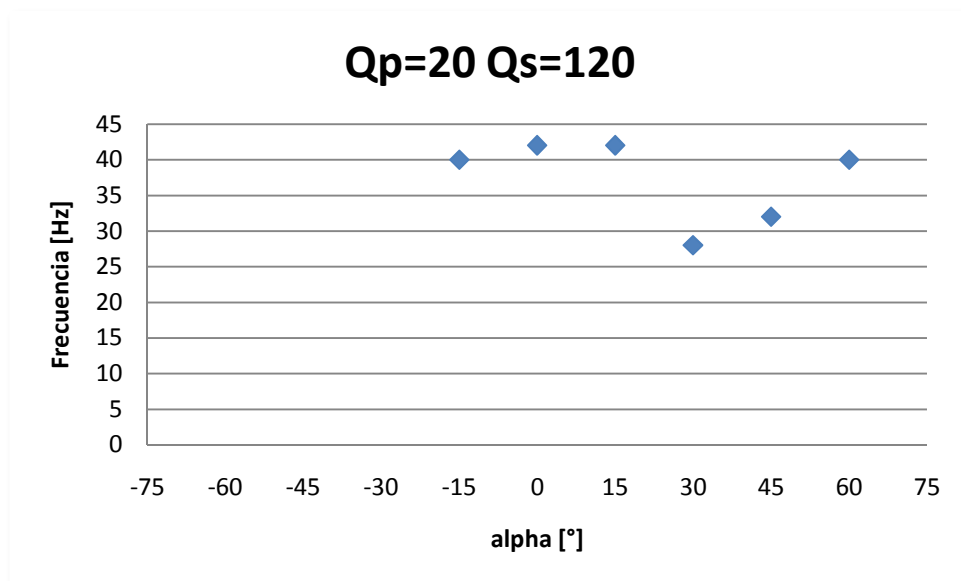


Figura 5.4 Evolución de la frecuencia frente al nº de swirl (Rep=5.38E+3, Res=1.81E+4, flujo sin confinar)



En caudales primarios de 0 y 20 se puede observar que las frecuencias en las que se encuentran los picos se sitúan, aproximadamente, entre 20 y 40 Hz. Dichos picos se desplazan a la derecha cuanto mayor sea el número de swirl y cuanto mayor sea el Reynolds secundario. También se observa que a medida que aumenta el caudal secundario los picos se desplazan menos. Para $Re_p = 0$ y $Re_p = 5.38 \cdot 10^3$ ($Q_p = 0; 20$) los picos acústicos aparecen para números de swirl secundario mayores o iguales al crítico ($S = 0.6$ que corresponde a $\alpha \geq |45^\circ|$), aunque también pueden aparecer picos para números de swirl menores, pero esto siempre sucede para caudales secundarios bastante elevados ($Q_s \geq 120$; $Re_s \geq 1.81 \cdot 10^4$).

Para $Q_p = 40$ ($Re_p = 1.08 \cdot 10^4$) los picos aparecen para una frecuencia, aproximadamente, igual a 90 Hz. Estos picos aparecen para valores de swirl menores al crítico, aunque para valores mayores a este número de swirl crítico aparecen picos en una frecuencia menor de 90 Hz y siempre para unas posiciones de álabes iguales a 0 y ± 15 .

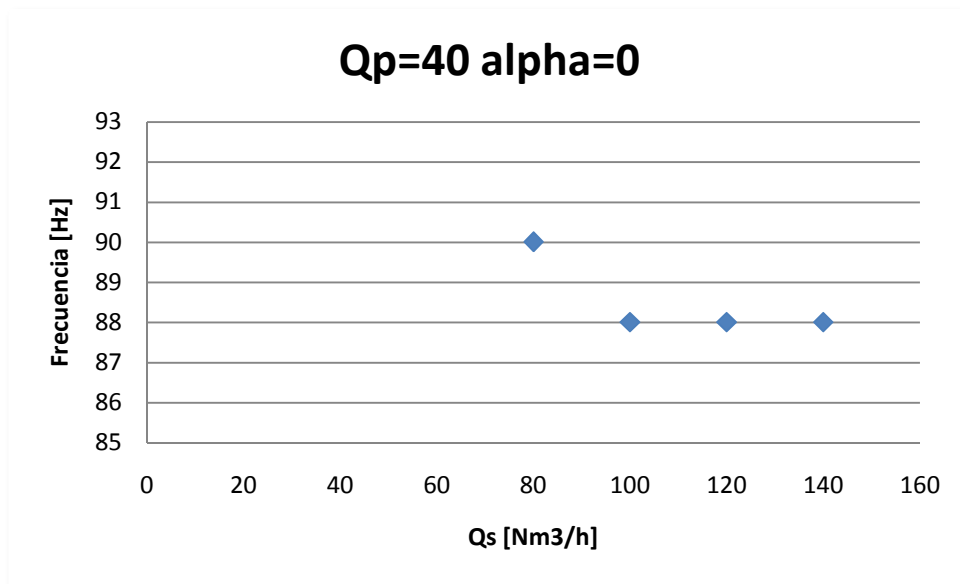


Figura 5.5 Evolución de la frecuencia frente al Res ($Re_p=1.08E+4$, $S=0$, flujo sin confinar)

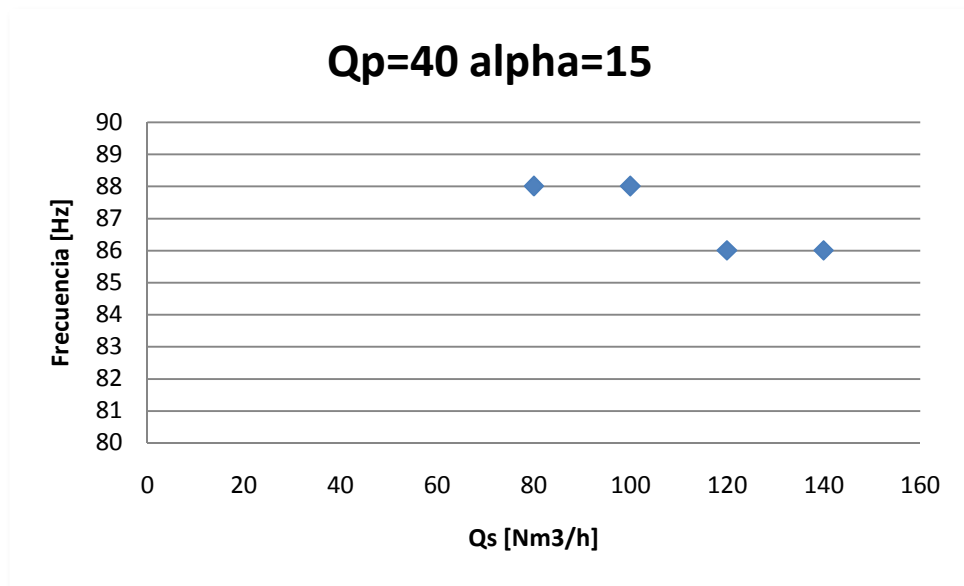


Figura 5.6 Evolución de la frecuencia frente al Res ($Re_p=1.08E+4$, $S=0.179$, flujo sin confinar)

Para $Q_p = 60$ ($Re_p = 1.61 \cdot 10^4$) la frecuencia en la que aparecen los picos se sitúa por debajo y alrededor de 150. Dichos picos aparecen para valores de swirl secundario menores al crítico y aumentan su intensidad a medida que aumenta el caudal secundario.

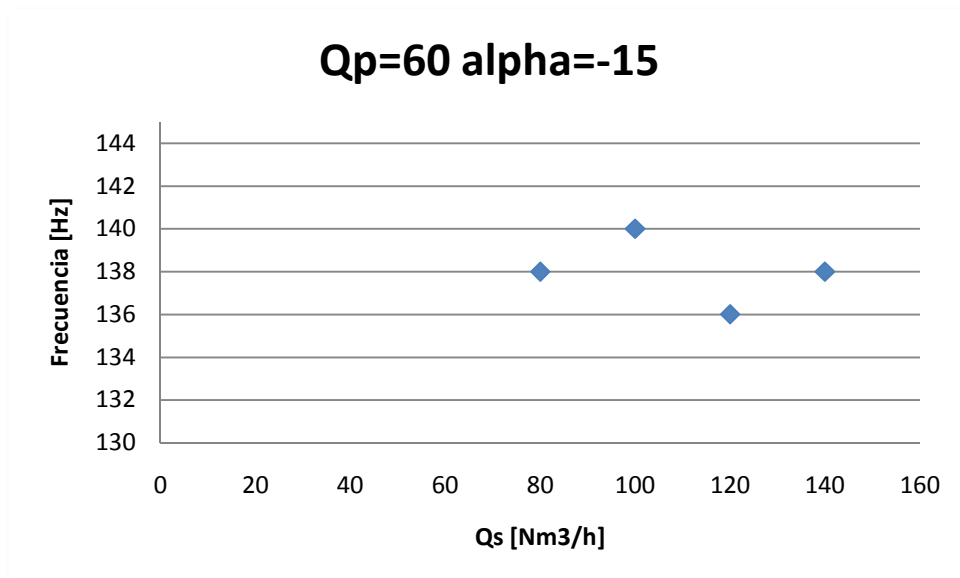


Figura 5.7 Evolución de la frecuencia frente al Res ($Re_p=1.61E+4$, $S=0.179$, flujo sin confinar)



Finalmente para $Q_p = 80$ ($Re_p = 2.15 \cdot 10^4$) los picos se desplazan hacia la derecha y aparecen alrededor de una frecuencia mayor a 150 Hz. Al igual que en el caudal anterior los picos aparecen para un número de swirl secundario menor al crítico y su intensidad parece disminuir a medida que aumenta el caudal secundario.

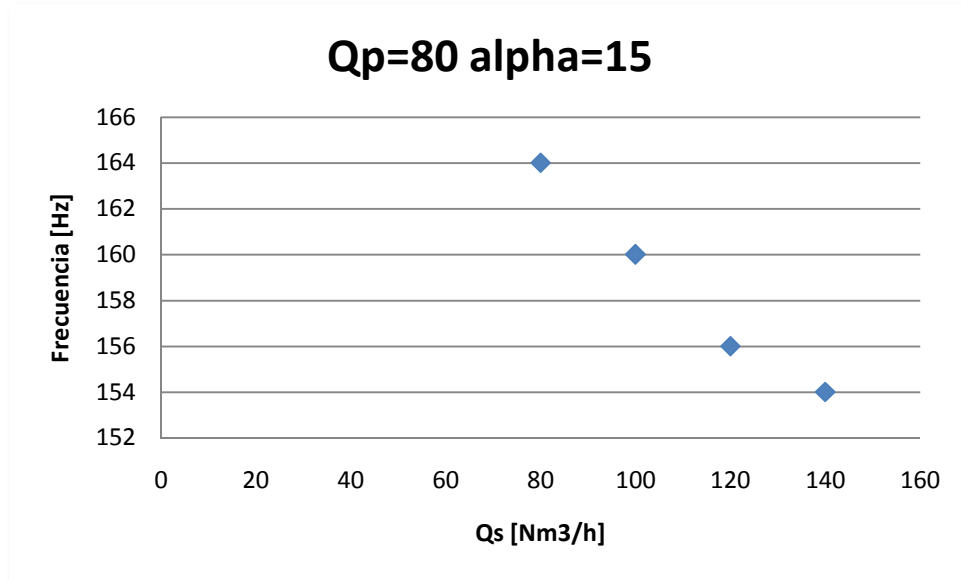


Figura 5.8 Evolución de la frecuencia en función del Res ($Re_p=2.15E+4$, $S=0.179$, flujo sin confinar)

Por otro lado, de los espectros se desprende que cuando el caudal secundario es igual a 0, no existen picos. Esto hace suponer que estos picos acústicos son debidos a la presencia de estructuras coherentes y periódicas formadas por el giro impuesto por los álabes en el caudal secundario.



A continuación se presentan unos ejemplos de espectros para el flujo confinado:

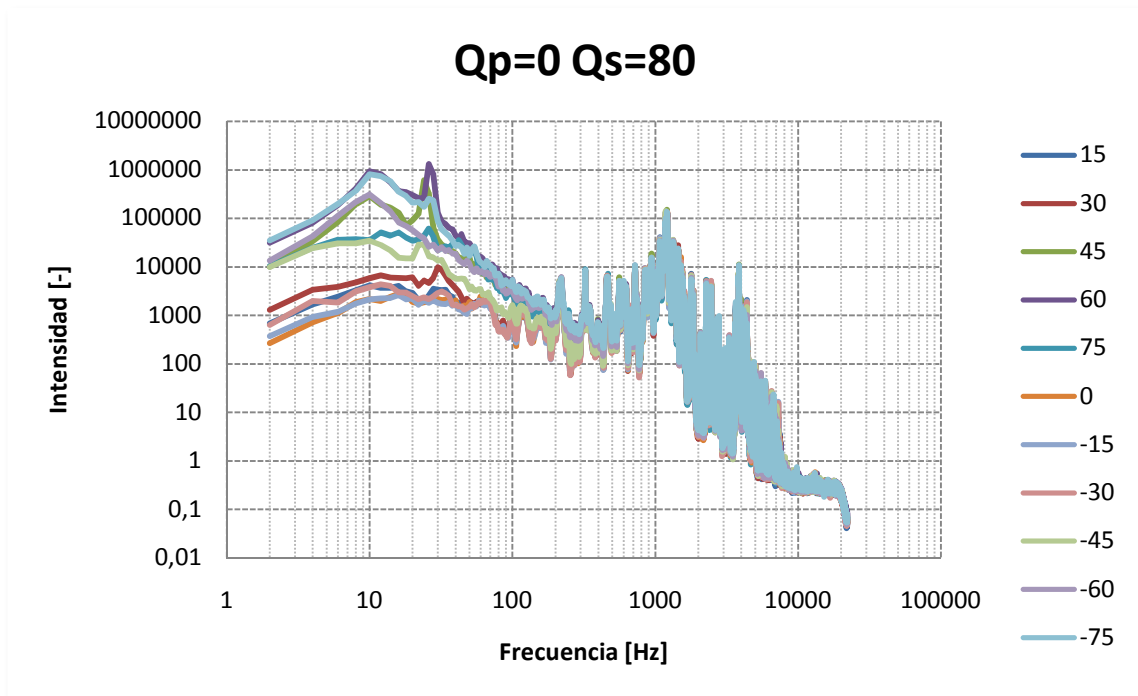


Figura 5.9 Espectro acústico para $Re_p=0$ $Re_s=1.20E+4$ (flujo confinado)

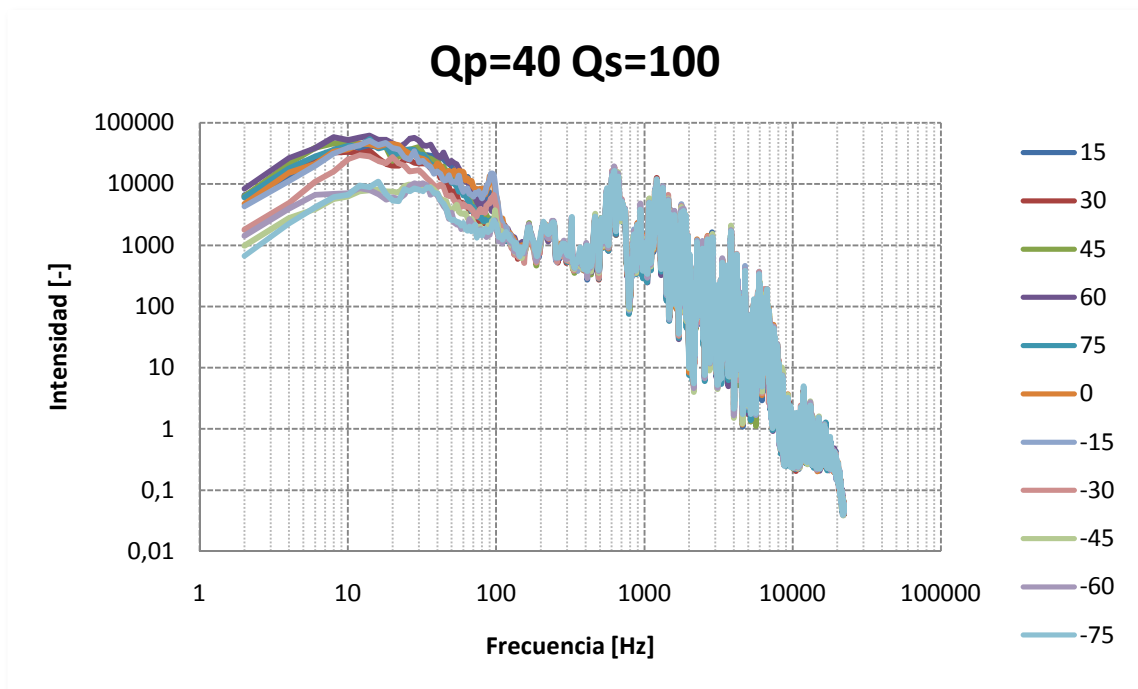


Figura 5.10 Espectro acústico para $Re_p=1.08E+4$ $Re_s=1.50E+4$ (flujo confinado)



Si comparamos los espectros para el flujo confinado con sus respectivos para el flujo sin confinar, se pueden observar algunos cambios. Los picos cambian de posición, en algunos casos éstos se acentúan y en otros se suavizan e incluso desaparecen.

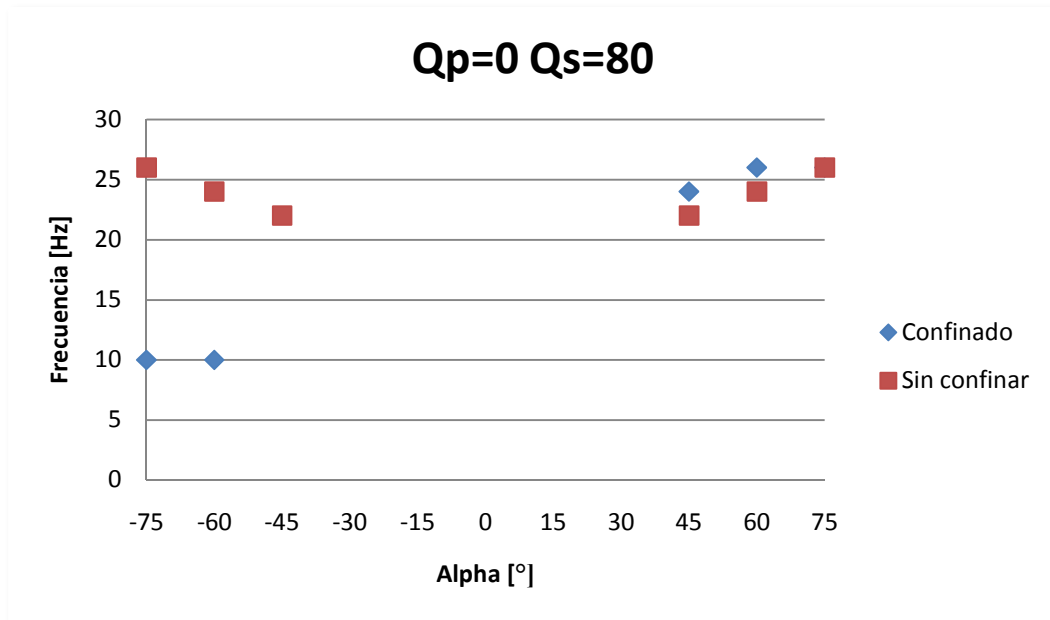


Figura 5.11 Comparación entre flujo confinado y sin confinar para $Rep=0$ $Res=1.20E+4$

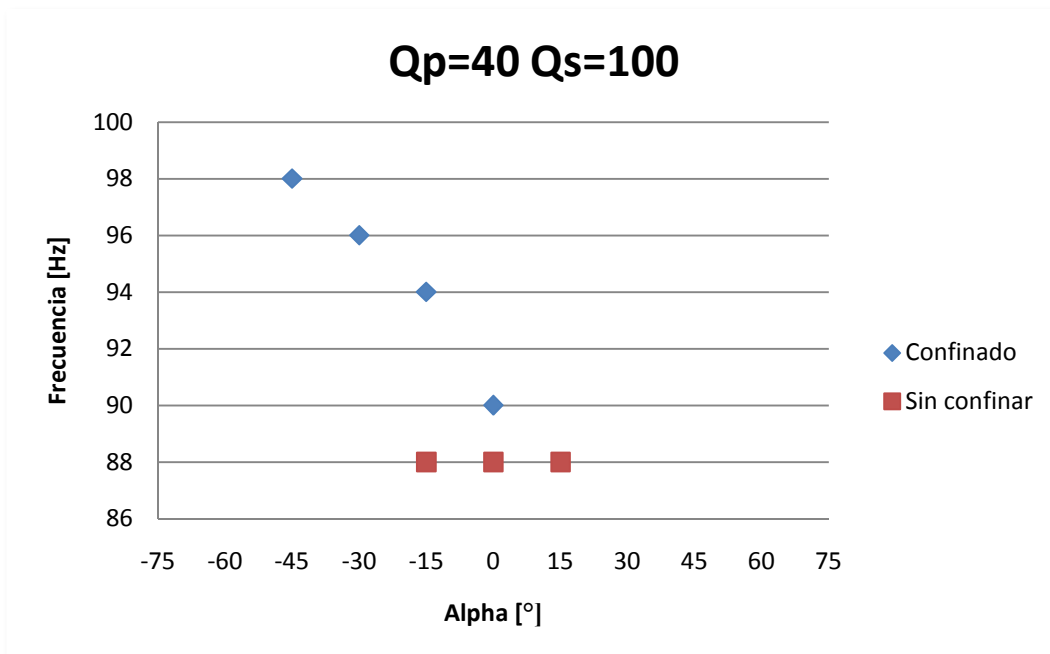


Figura 5.12 Comparación entre flujo confinado y sin confinar para $Rep=1.08E+4$ $Res=1.5E+4$

5.2 Núcleo de vórtice de precesión (PVC, "Precessing Vortex Core")

A pesar de la existencia de la burbuja de recirculación, el flujo sigue siendo inestable y da lugar a un proceso de precesión. El vórtice que resulta del giro empieza a girar sobre su propio eje, esto es lo que se conoce como núcleo de vórtice de precesión (PVC, del inglés "Precessing Vortex Core"). Técnicas de medida como el PIV (Particle Image Velocimetry), en otros estudios, han revelado la existencia de un vórtice de precesión situado en la salida de la tobera.

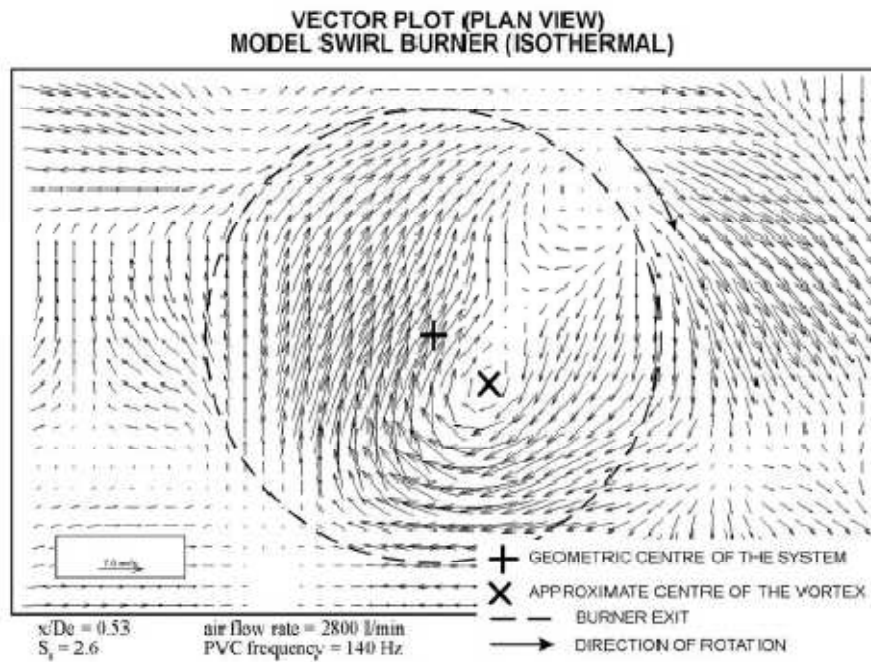


Figura 5.13 Mapa de velocidad para un quemador estabilizado por giro en el que se observa la presencia del PVC [3]

La existencia de este vórtice genera fuertes fluctuaciones de presión, debido a la depresión en su interior, y grandes turbulencias. El paso del vórtice por la tobera de salida del quemador queda registrado por el micrófono y es el origen de los picos que se pueden observar en el espectro acústico.

Si el vórtice gira alrededor de la tobera del quemador, éste gira con una frecuencia que puede ser definida por:

$$f_v = \frac{V_\theta}{\pi D_0}$$



Donde:

V_θ es la velocidad tangencial del vórtice

D_0 es el diámetro de la tobera

La velocidad tangencial puede aproximarse a la velocidad axial multiplicada por el número de swirl, aplicando esto la ecuación anterior resulta:

$$f_v = \frac{V_z S_s}{\pi D_0}$$

Esto hace indicar que la frecuencia de giro del vórtice depende del número de Reynolds secundario y del número de swirl impuesto por los álabes y serán igual tanto para el flujo confinado, como para el sin confinar.

| | Qs=80 | Qs=100 | Qs=120 | Qs=140 |
|-------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Ss | f _v | f _v | f _v | f _v |
| 0,179 | 4,380 | 5,475 | 6,570 | 7,665 |
| 0,385 | 9,437 | 11,796 | 14,155 | 16,515 |
| 0,667 | 16,345 | 20,432 | 24,518 | 28,604 |
| 1,155 | 28,311 | 35,389 | 42,466 | 49,544 |
| 2,488 | 61,002 | 76,252 | 91,502 | 106,753 |

Tabla 5.1 Frecuencias teóricas para Qs

A este fenómeno se le puede asociar un número adimensional, llamado número de Strouhal que suele ser del orden de la unidad. Este número sería entonces la relación entre la frecuencia obtenida de los picos en los espectros acústicos y la frecuencia anteriormente calculada.

$$St = \frac{f}{f_v}$$

Aunque este número adimensional no estaría bien definido ya que no tiene en cuenta el caudal primario ni el giro que existe en él y como se vio en el apartado anterior el caudal primario hace que los picos se desplacen hacia la derecha en el



espectro acústico. Por lo que se podría plantear que los picos acústicos no solo sean consecuencia del PVC. Esto explicaría que haya picos cuando los álabes están situados a 0°, si el número de swirl es igual a 0 no existe PVC, por lo que estos picos tienen que ser producidos por el giro del flujo en el caudal primario. Por lo tanto si conseguimos que nuestro número de Strouhal sea cercano a la unidad podremos saber a qué se debe nuestro pico, si es producido por el giro en el caudal primario o secundario.

Por ese motivo es necesario calcular la frecuencia teórica debida al caudal primario:

$$f_{vp} = \frac{V_{zp} S_p}{\pi d_0}$$

| | Qp=0 | Qp=20 | Qp=40 | Qp=60 | Qp=80 |
|------|------|--------|--------|--------|---------|
| Sp | fv | fv | fv | fv | fv |
| 1,54 | 0 | 32,306 | 64,612 | 96,918 | 129,224 |

Tabla 5.2 Frecuencias teóricas para Qp

Representado esta frecuencia teórica frente a la medida en el experimento se puede observar, en la siguiente figura, que esta frecuencia calculada es cercana a la medida a altos gastos en el caudal primario ($Q_p \geq 40$), pero no cuando el gasto es bajo. Esto hace pensar que el giro que produce el swirl primario domina sobre el secundario y es lo que produce los picos acústicos en el espectro. Sin embargo, cuando el caudal primario es 20, se puede observar que las medidas se ajustan en mayor o menor medida a las frecuencias teoricas, esto puede ser debido a que el flujo este en una fase de transición, donde lo que domina no es el flujo medio ni el caudal primario

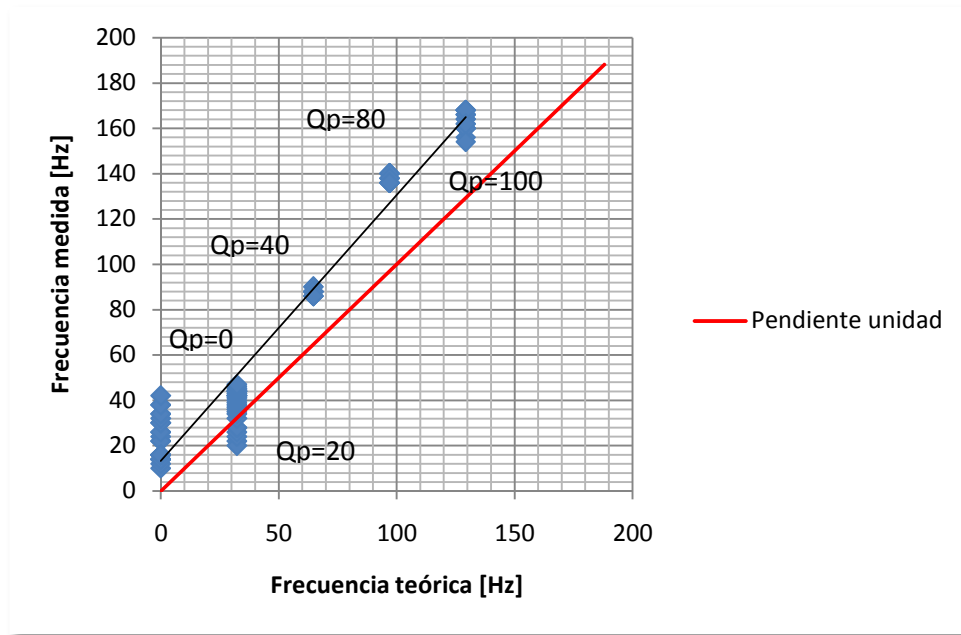


Figura 5.14 Representación de la frecuencia teórica frente a la frecuencia medida

Debido a que esta frecuencia calculada no funciona para caudales primarios bajos ($Q_p \leq 20$), se hace la siguiente aproximación:

$$f_{vm} = \frac{V_{zm} S_m}{\pi D_0}$$

Donde:

V_{zm} es la velocidad axial media calculada como:

$$V_{zm} = \frac{Q_p + Q_s}{A_p + A_s}$$

S_m es el swirl medio calculado como:

$$S_m = \frac{(V_{zp}^2 S_p) + (V_{zs}^2 S_s)}{(V_{zp}^2 + V_{zs}^2)}$$

Esta aproximación se ajusta más para caudales bajos que usando la frecuencia teórica. Esto parece ser debido a que en las condiciones de operación donde el $Q_p < 20$ lo que domina el flujo es el flujo medio. En la siguiente gráfica se



puede observar que para los puntos de operación donde el caudal primario es nulo la frecuencia calculada según la expresión anterior se aproxima a la medida experimentalmente.

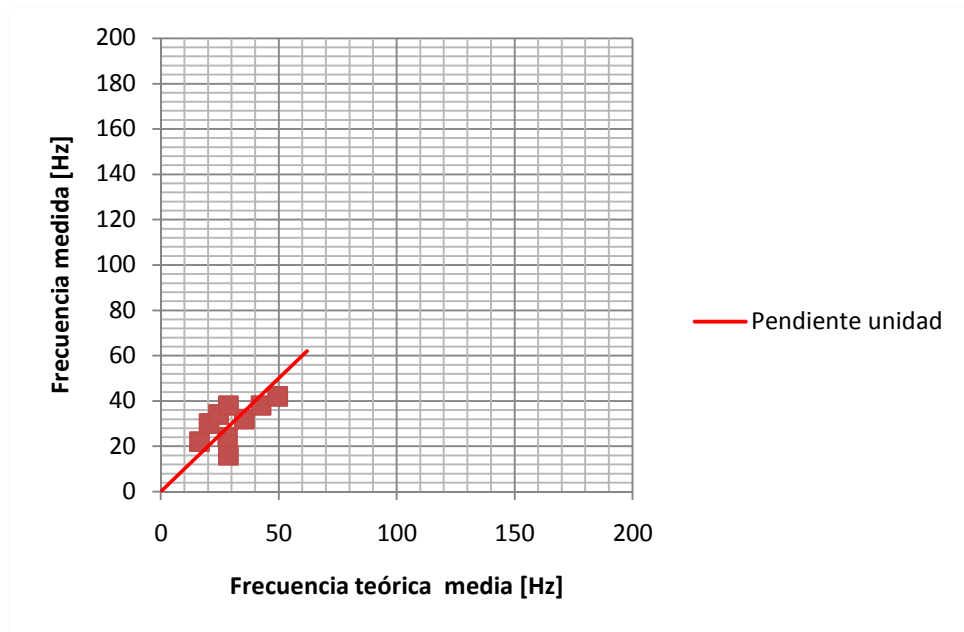


Figura 5.15 Representación de la frecuencia teórica media frente a la frecuencia medida para $Q_p=0$



CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS



6.1 Conclusiones

En este proyecto, con el fin de caracterizar acústicamente un quemador de carbón, ha sido necesaria la realización de muchas medidas experimentales. Aproximadamente se llevaron a cabo unas 900 grabaciones de un minuto de duración cada una. Esto acarreó un gran volumen de trabajo, primero en el tiempo invertido en el laboratorio y después en el procesamiento de la información. El objetivo para el que se recogieron estos datos fue la obtención de los espectros acústicos, en estos espectros se identificaron los “picos acústicos”.

Otros estudios han demostrado que gran parte de los picos acústicos, que se pueden apreciar en los espectros, son debidos a la existencia de un núcleo de vórtice de precesión (PVC, del inglés “Precessing Vortex Core”). Después de la identificación de los picos presentes en los espectros acústicos, se ha intentado explicar a que es debida la existencia del PVC mediante la adimensionalización de su frecuencia de giro.

Esta adimensionalización mediante el número de Strouhal ha revelado que para altos caudales primarios, el flujo es dominado por éste. En cambio para caudales primarios por debajo de 20, donde el flujo parece estar en una zona de transición, este hecho parece cambiar y parece ser que el flujo medio es el que predomina.

6.2 Trabajos futuros

Una vez acabada la caracterización acústica del quemador sería interesante el estudio por velocimetría por imágenes de partículas (PIV, del inglés “Particle Image Velocimetry”) para demostrar la existencia del núcleo de vórtice de precesión y estudiar la causa de algunos picos que aparecen en los espectros acústicos y que con el simple estudio del campo acústico cercano no es posible deducir la causa a la que son debidos.

Otro posible trabajo de continuación sería la simulación numérica por ordenador del quemador del comportamiento del campo fluido. De esta forma se podría conocer con exactitud para qué condiciones de operación aparece el PVC u otra estructura coherente que pueda causar los picos acústicos.



CAPÍTULO 7

BIBLIOGRAFÍA

